

12.07.2004



REC'D 27 JUL 2004	
WIPO	PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**CERTIFIED COPY OF  
PRIORITY DOCUMENT**

**Aktenzeichen:**

103 26 816.2

**Anmeldetag:**

13. Juni 2003

**Anmelder/Inhaber:**

Max-Planck-Gesellschaft zur Förderung  
der Wissenschaften eV, 80539 München/DE

**Bezeichnung:**

Verfahren und Dämpfungsvorrichtung zur  
Dämpfung einer Torsionsschwingung in  
einem rotierenden Antriebsstrang

**IPC:**

F 16 F, H 02 P

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 01. Juli 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

  
Remus

**PRIORITY  
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

BEST AVAILABLE COPY

**BESCHREIBUNG****5      Verfahren und Dämpfungsvorrichtung zur Dämpfung einer  
Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem Antriebsstrang gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1 sowie eine entsprechende Dämpfungsvorrichtung gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 20.

15 In Antriebssträngen, die der Drehmomentübertragung dienen und die einen elektrischen Motor oder Generator enthalten, können insbesondere bei einer großen Masse der bewegten Teile, respektive großen Massenträgheitsmomenten der Welle und der an der Welle befestigten Teile in Verbindung mit geringen Dämpfungen, wie sie insbesondere für den Werkstoff Stahl typisch sind, Torsionsschwingungen auftreten. Aufgrund der geringen  
20 Dämpfung bedarf es zur Anregung einer Resonanztorsionsschwingung (Torsionsschwingung bei einer Resonanzfrequenz) nur relativ kleiner Leistungen. Die Anregung kann dabei insbesondere mechanisch und/oder elektrisch erfolgen. Auf der mechanischen Seite können die Anregungen beispielsweise durch plötzliche mechanische Lastwechsel mit einem breiten Anregungs-  
25 Frequenzspektrum verursacht werden. Auf der elektrischen Seite kann beispielsweise bei einem Generator das Hinzu- oder Abschalten von Lasten eine Anregung darstellen, oder es kommt durch elektromagnetische Ausgleichsvorgänge im Netz zu Anregungen mit der Resonanzfrequenz.  
30

Die Resonanztorsionsschwingungen können erhebliche Schäden am Antriebsstrang oder an Teilen von diesem, z.B. Kupplungen, verursachen. Versagt der Antriebsstrang, d.h. kommt es auf-

grund der Torsionsbelastung zum Bruch, kann es aufgrund der hohen mechanischen Energie der rotierenden Teile des Antriebsstrangs zur Zerstörung der an dem Antriebsstrang angeschlossenen Teile kommen. Selbst wenn die Schäden rechtzeitig bemerkt werden, sind die Reparaturen aufwändig und insbesondere wegen der Stilllegung während des Wartungszeitraumes sehr teuer. Da das einfache Abschalten der Maschinen bei Auftreten der genannten Torsionsschwingungen zwar möglich, aber wirtschaftlich nachteilig ist, wurden verschiedene Systeme entwickelt, um solche Schwingungen zu verhindern.

Beispielsweise wird im US-Patent US 5 804 949 eine Vorrichtung beschrieben, die über ein gesteuertes Schalten von Kapazitäten und/oder Induktivitäten unerwünschte Schwingungen auf der Lastseite eines Generators unterdrückt, und dadurch eine Schwingungsanregung der Antriebswelle, an der der Generator angeschlossen ist, unterdrückt oder zumindest eindämmt.

Nachteilig an dieser Vorrichtung ist, dass sie nur die Schwingungsanregung durch die elektrische Last unterdrückt, nicht jedoch die Schwingung direkt dämpft, also auch keiner Anregung, die auf der mechanischen Seite entsteht, entgegenwirken kann.

Zur unmittelbaren Dämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Generators schlagen C.-J. Wu et al. in „IEEE Trans. Energy Conv.“ Bd.8, S.63 ff., 1993 ein System mit einem Energiezwischenspeicher vor, von dem Wirkleistung in den Generator übertragen und dadurch Schwingungen des Antriebsstranges entgegengewirkt werden kann. Zur Energiezwischenspeicherung wird eine in einem Gleichstromkreis angeordnete supraleitende Spule benutzt, wobei der Gleichstromkreis über eine Thyristorschaltung und einen Transformator an das elektrische Netz des Generators angeschlossen ist. Das Netz

besteht aus einer Vielzahl verschiedener Verbraucher, die unabhängig voneinander kurzfristig Lasten zuschalten oder abschalten. Der ursprüngliche Zweck der von C.-J. Wu et al. beschriebenen Anordnung ist dabei nicht die Schwingungsdämpfung, sondern die Bereitstellung eines EnergiezwischenSpeichers zum Ausgleich kurzfristiger Lastunterschiede im Netz. Indem der Steuerung der Anordnung ein Regler überlagert wird, der Geschwindigkeitsänderungen an der Achse des Generators registriert und diesen mit Hilfe der Anordnung entgegenwirkt, können Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, die sich als Geschwindigkeitsänderung an der Achse des Generators bemerkbar machen, gedämpft werden.

Mit diesem Verfahren könnte zwar theoretisch eine direkte Dämpfung der Torsionsschwingung realisiert werden. Insbesondere wegen der folgenden Nachteile ist das Verfahren von C.-J. Wu et al. jedoch für praktische Anwendungen ungeeignet. So werden bei diesem Verfahren alle Geschwindigkeitsänderungen erfasst und bedämpft, unabhängig davon, ob sie zu einer Torsionsschwingung in Resonanz gehören oder nicht. So kann es zu Störungen beim Generatorbetrieb kommen.

Außerdem ist der Einsatz in einem Netz problematisch, an dem mehrere Generatoren angeschlossen sind, deren Antriebsstränge gegebenenfalls unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen, da die Dämpfung einer Schwingung eines Antriebsstrangs zur Anregung einer Schwingung in einem anderen Antriebsstrang führen kann.

Zur Bereitstellung der Energie für die breitbandige Dämpfung des Antriebsstranges ist ferner die supraleitende Spule mit großer Induktivität erforderlich, mit deren Betrieb weitere Nachteile verbunden sind.

Problematisch bei dem Einsatz einer großen supraleitenden Spule zur Dämpfung von Schwingungen ist unter anderem, dass es bei einer Abgabe von Wirkleistung im Bereich zwischen 10 Hz und 40 Hz in der supraleitenden Wicklung zu Wechselfeld-

5 verlusten kommen kann, die zu einem Zusammenbruch der Supraleitung (Quench) führen können. Dies könnte zwar mit großem technischen Aufwand vermieden werden, im Ergebnis wäre die Anlage aber unwirtschaftlich. Außerdem ist es bei dem von C.-

10 J. Wu et al. beschriebenen Verfahren mit einer großen Spule zwingend erforderlich, die Spule unabhängig vom Auftreten einer Schwingung, dauernd stromdurchflossen vorzuhalten, wodurch Verluste entstehen, insbesondere auch im Bereich der Kühlanlage.

15 Des weiteren ist die Messung der Geschwindigkeitsunterschiede der Generatorachse als Regelgröße störanfällig, da die Geschwindigkeitsabweichungen relativ zur Rotationsgeschwindigkeit der Achse sehr klein sind. Dies zum einen deshalb, da die Achsen mit Rotationsgeschwindigkeiten von teilweise über

20 1000 Umdrehungen pro Minute rotieren, und außerdem die Winkelgeschwindigkeiten aufgrund der Torsionsschwingung bei Achsen mit einem großen Durchmesser, beispielsweise mehr als 20 cm, sehr klein sind. So können bei Antriebssträngen großer Generatoren Schwingungen bei etwa 30 Hz mit einer Amplitude

25 der gesamten Winkelverdrehung von etwa  $3 \cdot 10^{-3}$  Grad bereits zu kritischen Beanspruchungen führen. Angesichts der hohen Winkelgeschwindigkeit der Welle auf Grund der betriebsbedingten Rotation ist die Messung solcher Winkelverdrehungen über eine Geschwindigkeitsmessung der Welle fehlerbehaftet und unzuverlässig.

30

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in rotierenden Antriebssträngen anzugeben, wobei die Dämpfung mit

möglichst geringem Aufwand erfolgen soll und Resonanzschwingungen im Antriebsstrang unterdrücken soll. Außerdem soll die Dämpfung von mehreren Antriebssträngen verschiedener elektrischer Maschinen, die an ein Netz angeschlossen sind, mit gegebenenfalls unterschiedlichen Torsionsresonanzfrequenzen mit möglichst geringem Aufwand erfolgen.

Diese Aufgaben werden hinsichtlich des Verfahrens durch die Merkmale des Anspruchs 1 und bezüglich der Vorrichtung durch die Merkmale des Anspruchs 20 gelöst.

Der Erfindung liegt die Idee zugrunde, dass ausschließlich Torsionsschwingungen gedämpft werden, die im Betrieb einer Anlage, die einen Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine aufweist, problematisch sind. Problematisch sind dabei beispielsweise solche Torsionsschwingungen mit einer bestimmten Frequenz, die zu einem Schaden an Teilen der Anlage führen können. Dies hat den Vorteil, dass die eingesetzte Dämpfungsleistung minimiert werden kann.

Die Dämpfung erfolgt erfindungsgemäß entsprechend einer klassischen mechanischen Dämpfung. Die Dämpfung wird in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung eingebracht. Dies ist vorteilhaft, da auf diese Weise die Energie zielgerichtet für die Dämpfung der Torsionsschwingung verwendet wird. Die Torsionsschwingung eines Antriebsstranges lässt sich vereinfacht in Form der Differentialgleichung eines einfachen Torsionsschwingers darstellen:

$$I\ddot{\phi} + c_{\phi}\dot{\phi} + k_{\phi}\phi = 0.$$

Dabei ist  $I$  das Massenträgheitsmoment des Schwingers,  $c_{\phi}$  die Konstante der Torsionsdämpfung und  $k_{\phi}$  die Konstante der Torsionsfeder.  $\phi$  ist die zeitabhängige Weggröße der Torsions-

schwingung. Die erste Ableitung der Weggröße nach der Zeit ist die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\phi}$  und die zweite Ableitung der Weggröße nach der Zeit ist die Winkelbeschleunigung  $\ddot{\phi}$ . Ein Dämpfungs Drehmoment ist dann effektiv, wenn es das maximale  
 5 Drehmoment beim Durchgang der Nulllage der Weggröße aufbringt, also in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit.

Gedämpft wird vorzugsweise ein Antriebsstrang, der mindestens eine Maschine zur elektrisch-mechanischen Energiewandlung  
 10 aufweist, wobei dies z.B. ein Generator und/oder ein Motor sein kann. Die Maschine kann eine Synchron- oder Asynchron-Maschine sein. Der Antriebsstrang kann beispielsweise eine Dampfturbine mit angeschlossenem Generator, eine Windkraftanlage mit Generator, eine Wasserkraftturbine mit Generator  
 15 oder ein Zwischenspeicher für elektrische Energie mit einem Schwungrad, einem Motor, der das Schwungrad antreibt, und einem Generator sein. Der Zwischenspeicher für elektrische Energie kann auch eine elektrische Maschine für den Antrieb und Abtrieb des Schwungrads aufweisen. Die elektrische Maschine kann beispielsweise auch ein Motor einer Walzanlage  
 20 sein. Während des bestimmungsgemäßen Betriebes rotiert der Antriebsstrang der hier beschriebenen Anlagen üblicherweise kontinuierlich. Dabei kann er kontinuierlich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit oder mit einer richtungstreu veränderlichen Winkelgeschwindigkeit in einem Bereich zwischen  
 25 zwei Winkelgeschwindigkeiten unter Einschluss von Ein- und Ausschaltvorgängen rotieren. Das erfindungsgemäße Verfahren kann auch bei Anlagen eingesetzt werden, bei denen es insbesondere darum geht, Schwingungen, die während des Ein-  
 30 und/oder Ausschaltvorganges auftreten, zu dämpfen.

Die elektrische Maschine ist an einen elektrischen Mehrpol angeschlossen, der die Maschine antreiben und/oder von der Maschine Leistung entnehmen kann. Der Mehrpol kann ein Dreh-

- stromnetz oder ein einfaches Wechsel- oder Gleichstromnetz darstellen. Der Mehrpol kann ein öffentliches Versorgungsnetz oder ein fabrikinternes Versorgungsnetz sein. Wird mit der elektrischen Maschine ein starres Netz (z.B. öffentliches Versorgungsnetz) versorgt, so lässt sich die Wirkung der erfindungsgemäßen Dämpfung erhöhen, wenn das Versorgungsnetz von der elektrischen Maschine mit der Dämpfungsvorrichtung durch eine Induktivität (z.B. Drossel oder Transformator) vom starren Netz entkoppelt wird. Durch diese Maßnahme wird vor-
- 10 teilhafterweise die Eingangsinduktivität des Versorgungsnetzes für die von der Dämpfungsvorrichtung bereitgestellte Wirkleistung erhöht. Entsprechendes gilt für eine elektrische Maschine, die aus einem starren Netz versorgt wird.
- 15 Vorzugsweise wird eine Abstimmung der Dämpfungsvorrichtung auf eine Resonanzfrequenz einer Torsionsschwingung vorgenommen, wodurch sich einerseits die Genauigkeitsanforderungen an die Messeinrichtung und andererseits die eingesetzte Leistung zur Dämpfung minimieren lassen. Die Dämpfung mit der Reso-
- 20 nanzfrequenz besitzt ferner den folgenden Vorteil. Generatoranlagen mit den dazugehörigen Turbinen und bewegten Massen oder andere Anlagen mit elektrischen Maschinen vergleichbarer Größenordnung werden üblicherweise über Jahre hinweg nicht in ihrer Anordnung geändert. Deshalb ändern sich auch die Reso-
- 25 nanzfrequenzen der Torsionsschwingungen des Antriebsstranges im wesentlichen nicht. Die Vorrichtung kann auf die tiefste Resonanzfrequenz des Antriebsstranges oder eine höhere Torsionsresonanzfrequenz abgestimmt sein. Die Abstimmung kann auch auf eine abweichende Frequenz, die z.B. bis zu 3% über-
- 30 oder unterhalb einer Resonanzfrequenz liegt, erfolgen. Die Frequenzabstimmung kann bauartbedingt festgelegt und nicht regelbar sein. Es ist ausreichend, wenn die Regelung der erfindungsgemäßen Vorrichtung die Amplitude und die Phasenlage der Dämpfung regelt. Dadurch, dass die Vorrichtung auf eine



Resonanzfrequenz abgestimmt wird, kann sich auch ein Kostenvorteil ergeben.

Vorteilhafterweise wird die Erfindung zur Torsionsdämpfung bei Antriebssträngen eingesetzt, deren Resonanztorsionsschwingung einen Gütefaktor von 500 oder mehr aufweist. Der Gütefaktor ist bei geringen Dämpfungen in guter Näherung indirekt proportional zum logarithmischen Dekrement einer Schwingung und beschreibt das Abklingverhalten. Das Verfahren kann auch vorteilhafterweise bei einem Gütefaktor von mehr als 300 oder 150 eingesetzt werden. Torsionsschwingungen, die einen solch hohen Gütefaktor aufweisen, treten typischerweise in großen, massereichen Anlagen auf.

Der Gütefaktor mit dem erfindungsgemäß aufgeprägten Dämpfungsdrehmoment liegt vorzugsweise unter 200. Der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungsdrehmoment kann aber auch vorteilhafterweise darunter liegen, beispielsweise unter 150 oder unter 100. Auch ein Gütefaktor unter 70 ist möglich, je nach Wirkung der Dämpfung. Ein niedriger Gütefaktor hat den Vorteil, dass die Schwingung schnell abklingt.

In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird die Amplitude oder die Leistung des Dämpfungsdrehmoments in Abhängigkeit von einer Regelgröße geregelt. Als Eingangsgröße verwendet der Regler eine Regelgröße, welche die mechanische Belastung durch Torsion (Torsionsbeanspruchung) an mindestens einer Stelle des Antriebsstranges repräsentiert. Vorzugsweise wird die Torsionsbeanspruchung des Antriebsstrangs an mindestens einer Stelle gemessen, an der die mechanische Belastung maximal ist. Dadurch können Torsionsschwingungen besonders genau und fehlerfrei detektiert werden. Insbesondere bei Antriebssträngen mit großen Durchmessern kann die Torsionsbeanspruchung durch eine Resonanzschwingung auch bei relativ

kleinen Torsionswinkeln sehr hoch sein. Die Messung der mechanischen Beanspruchung an einer geeigneten Stelle bietet daher gegenüber einer bloßen Winkelgeschwindigkeitsmessung an der Welle der elektrischen Maschine Vorteile, obwohl auch bei geeigneter Signalaufbereitung eine Messung der Winkelgeschwindigkeit an der Maschine vorgesehen sein kann. Die Torsionsbeanspruchung als Regelgröße für die Stärke der Dämpfung zu verwenden, hat den Vorteil, dass die aufgebrachten Drehmomente zur Dämpfung der Torsionsschwingung gezielt eingesetzt werden und bei geeigneter Einstellung des Reglers nicht zu einer Überkompensation, d.h. zu einer Schwingungsanregung führen.

Die Regelgröße kann aus dem Messsignal eines Sensors oder aus den Messsignalen mehrerer Sensoren ermittelt werden. Mehrere Sensoren können dabei den Vorteil haben, dass durch geeignete Signalaufbereitung der Sensoren Störgrößen ausgefiltert werden können. Ein Sensor kann den Vorteil haben, dass dieser einen geringeren Aufwand für den Auf- und Einbau der Messeinrichtung bedingt. Beim Einsatz mehrerer Sensoren werden diese vorzugsweise an verschiedenen Positionen des Antriebsstrangs angebracht. Dabei können die verschiedenen Positionen azimuthal oder axial bezüglich des Antriebsstrangs zueinander beabstandet sein. So ist z.B. eine Anordnung von zwei Torsionsdehnungsmesssensoren auf zwei gegenüberliegenden Positionen des Antriebsstranges vorteilhaft, dergestalt dass die beiden Sensoren einen Azimuthalwinkel von  $180^\circ$  einschließen. Bei geeigneter Verarbeitung der Ausgangssignale der Sensoren können so Störgrößen, die durch eine über den Umfang variierende Eigenschaft der Antriebswelle bedingt sind, ausgefiltert werden. Bei geeigneter Signalaufbereitung sind auch andere Azimuthalwinkel möglich, beispielsweise  $30^\circ$  oder  $90^\circ$ . Vorzugsweise können auch mehrere Sensoren axial zueinander beabstandet angebracht werden. Axial voneinander beabstandete

Torsionsdehnmesssensoren sind insbesondere vorteilhaft, wenn zunächst die exakte Eigenform der Resonanztorsionsschwingung und der Ort der höchsten mechanischen Beanspruchung unbekannt sind.

5

Wird die Messung der Torsionsbeanspruchung mit Hilfe einer oder mehrerer Winkelgeschwindigkeitsmesssensoren vorgenommen, bieten zwei axial voneinander beabstandete Winkelgeschwindigkeitsmesseinrichtungen besondere Vorteile, da auf diese Weise aus dem Differenzsignal die Torsionsbeanspruchung der zwischen den beiden Sensoren liegenden Teile des Antriebsstranges ermittelt werden kann.

10



Die Winkelgeschwindigkeit der Welle der elektrischen Maschine ist im kontinuierlichen Betrieb Veränderungen unterworfen, die auch bei minimaler Größe die Ermittlung der Torsionsbeanspruchung stark erschweren oder unmöglich machen können. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Winkelgeschwindigkeit aufgrund der Torsionsschwingung gegenüber der konstanten Winkelgeschwindigkeit der Welle sehr klein ist. So sind bei großen Generatoranlagen Winkelgeschwindigkeiten von über 1000 Umdrehungen/Minute üblich. Wegen der durch die dicken Antriebsstränge bedingten hohen Torsionsfedersteifigkeiten kommt es bei den Torsionsschwingungen nur zu kleinen Auslenkungen. In Verbindung mit der oft niedrigen Frequenz der ersten Resonanztorsionsschwingung, z.B. zwischen 10 und 40 Hz, führt dies zu geringen Winkelgeschwindigkeiten der Torsionsschwingung. Diese geringen Torsionswinkelgeschwindigkeiten können messtechnisch ein großes Problem darstellen. Deshalb ist die Messung über ein Differenzsignal zweier voneinander axial beabstandeten Sensoren vorteilhaft. Bei Einsatz eines ausreichend genauen Sensors in Verbindung mit einer sehr guten Signalaufbereitung ist es jedoch auch möglich, nur einen Sensor zu verwenden.

15

20

25

30

Vorteilhafterweise kann die Erfindung mit verschiedenen Sensortypen realisiert werden. Wird die Messung der Torsionsbeanspruchung mit Hilfe von Winkelgeschwindigkeitssensoren durchgeführt, so können alle an sich bekannten optischen Winkelgeschwindigkeitssensoren eingesetzt werden. Diese besitzen die Vorteile, dass sie berührungslos messen, in der Anwendung erprobt sind und außerdem kostengünstig sind.

- 10 Vorzugsweise wird die Torsionsbeanspruchung jedoch direkt gemessen. Dazu können z.B. Dehnmessstreifen verwendet werden, die auf der Welle befestigt, z.B. aufgeklebt werden. Hierbei sind aufgrund der geringen Dehnungen insbesondere bei Wellen mit großen Durchmessern lange Dehnmessstreifen mit mehreren parallel liegenden Bahnen sinnvoll. Mit Dehnmessstreifen wird  
15 direkt die mechanische Beanspruchung gemessen, was einen Vorteil gegenüber indirekten Messungen bedeuten kann.

- Vorzugsweise wird eine berührungslose Messung der Torsionsbeanspruchung vorgenommen, beispielsweise durch einen magnetostriktiven Sensor. So sind aus der Praxis verschiedene Sensoren zur magnetostriktiven Messung der Torsionsbeanspruchung bekannt, z.B. der „Berührungslose Drehmomentsensor“ des  
20 Fraunhofer Instituts für Techno- und Wirtschaftsmathematik in Kaiserslautern (Datenblatt Fraunhofer ITWM 2001). Für den Einsatz an großen Wellen sind magnetostriktive Sensoren wegen ihrer hohen Genauigkeit besonders vorteilhaft. Um Störeffekte, die beispielsweise durch mit der Welle umlaufenden Materialinhomogenitäten verursacht werden können, auszuschließen,  
25 können mehrere Sensoren in Umfangsrichtung der Welle angebracht werden.  
30

Das Messsignal des Sensors oder der Sensoren wird verarbeitet, um zur Regelung der Dämpfung eingesetzt zu werden. Vor-

zugsweise wird aus der Regelgröße, die aus dem Messsignal eines oder mehrerer Sensoren gewonnen wurde, eine Rückführgröße abgeleitet. Die Rückführgröße stellt dabei vorzugsweise die von der Resonanztorsionsschwingung verursachte Winkelgeschwindigkeit dar. Wird diese Winkelgeschwindigkeit, wie oben beschrieben, direkt aus der Differenz des Signals zweier Winkelgeschwindigkeitsmesssensoren ermittelt, so wird dieses Signal vorteilhafterweise nur noch gefiltert, um die Rückführgröße zu erhalten. Eventuell sind weitere Verfahrensschritte vorgesehen, um Störgrößen auszublenden. Wird die Torsionsbeanspruchung direkt gemessen, so können die ermittelten Weggrößen abgeleitet werden, um eine der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung entsprechende Größe zu erhalten. Vorteilhafterweise wird dazu das gefilterte Messsignal phasenverschoben und invertiert. Beträgt die gesamte Phasenverschiebung im Regelkreis im Wesentlichen  $90^\circ$ , so entsteht mit der Invertierung eine Größe, die in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung steht. Wird das Signal vor oder nach der Phasenverschiebung und Invertierung mit einem Filter bearbeitet, der darauf ausgelegt ist, dass das ausgegebene Signal hauptsächlich ein Schwingungssignal entsprechend einer Resonanztorsionsfrequenz des Antriebsstranges ist, bietet dies den Vorteil, dass die Dämpfungsvorrichtung die eingesetzte Leistung hauptsächlich oder ausschließlich zur Dämpfung der Resonanztorsionsschwingung verwendet.

Die Dämpfung der Torsionsschwingung geschieht bei dem erfindungsgemäßen Verfahren mit der erfindungsgemäßen Dämpfungsvorrichtung dadurch, dass Wirkleistung in der Maschine verursacht wird. Dadurch wird die Maschine je nach Phasenlage der Torsionsschwingung und des Dämpfungsdrehmoments abgebremst oder beschleunigt. Vorteilhafterweise wird ein Energiespeicherspeicher verwendet, in dem Energie, die der elektrischen

Maschine in einer Bremsphase entnommen wird, zwischengespeichert wird, um sie der Maschine in der nächsten Beschleunigungsphase wieder als Wirkleistung aufzuprägen. Die Energie kann jedoch alternativ einem anderen Energieträger entnommen werden. Ist der an die elektrische Maschine angeschlossene Mehrpol ein Wechselstromkreis, so wird vorteilhafterweise als Energiezwischenspeicher ein Gleichstromkreis mit Schwingungsanteil, welcher auch als Wechselstromanteil bezeichnet werden kann, verwendet.

10

Als Energiezwischenspeicher im Gleichstromkreis eignet sich besonders eine Spule, da diese vorteilhafterweise ein hohes Energiespeichervermögen hat. Es ist alternativ möglich, im Gleichstromkreis eine Anordnung von Kapazitäten und/oder Induktivitäten und/oder zusätzlichen ohmschen Widerständen als Energiezwischenspeicher zu verwenden.

15

Wird als Energiezwischenspeicher eine Spule verwendet, so ist diese Spule vorteilhafterweise eine Spule mit oder ohne Eisenkern, die luft- oder wassergekühlt ist. Diese zeichnen sich gegenüber beispielsweise supraleitenden Spulen durch wesentlich geringere Anschaffungskosten und Unterhaltskosten aus. Es ist jedoch auch möglich, eine andere, als die hier genannten Spulen zu verwenden. Auch eine Kombination von Spulen ist möglich.

20

25

Vorzugsweise beträgt die Gesamtinduktivität der mindestens einen Spule weniger als 5 mH. Durch die Verwendung von Spulen mit geringer Induktivität lassen sich Kosteneinsparungen und eine kompakte Bauform der Dämpfungsvorrichtung erzielen. Bei größeren Anlagen oder tiefen Resonanzfrequenzen können auch größere Spulen, beispielsweise bis 10 mH oder auch 20 mH oder darüber (z. B. 50 mH) vorteilhaft sein. Bei bestimmten Anwendungen können auch Gesamtinduktivitäten kleiner als 3 mH oder

30

auch 1 mH ausreichend und vorteilhaft sein. Ein weiterer, besonders wichtiger Vorteil der Verwendung von kleinen Induktivitäten besteht in der Möglichkeit, die Spule schnell aufladen zu können. Der Stromaufbau in der Spule kann innerhalb 5 kurzer Zeit zum Beispiel innerhalb weniger Millisekunden erfolgen. Die Spule muss nicht dauernd stromdurchflossen vorgehalten werden und kann gegebenenfalls erst beim Auftreten einer Resonanztorsionsschwingung bereits während der ersten Periode geladen werden. Die Dämpfungsvorrichtung kann somit 10 Verluste ersparen, die beim Vorhalten der stromdurchflossenen Spule auftreten würden.

Vorteilhafterweise wird der Gleichstromkreis über einen Stromrichter an den Wechselstromkreis angeschlossen. Dies ist 15 im Falle eines Drehstromkreises mit einer Netzfrequenz über der zu dämpfenden Resonanztorsionsfrequenz vorzugsweise eine 6-Puls-Brückenschaltung. Es ist jedoch alternativ möglich, eine 12-Puls-Brückenschaltung oder andere Schaltungen zu verwenden. Liegt die Torsionsresonanzfrequenz über der Netzfrequenz des Wechselstromkreises, so können andere Stromrichter 20 als die genannten sinnvoll sein. Im Falle einer 6-Puls-Brückenschaltung oder anderer thyristorbestückter Stromrichter kann der Gleichstromkreis über eine geeignete Zündwinkelsteuerung der Thyristoren stromgeregelt werden. Dabei 25 erfolgt die Thyristorsteuerung nach an sich bekannten Methoden der Stromrichtertechnik.

Die Erfindung wird vorzugsweise zur Dämpfung einer Torsionsschwingung an einem Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine, die eine Synchronmaschine ist, eingesetzt. Dies hat 30 den Vorteil, dass über die Drehzahl der Synchronmaschine die Netzfrequenz festgelegt ist. Damit kann bei bekannter Frequenz der Torsionsschwingung und bekannter Netzfrequenz oder bekanntem Netzfrequenzbereich der Stromrichter geeignet aus-

gelegt werden. Falls die Netzfrequenz in einem Bereich über der zu dämpfenden Torsionsfrequenz liegt, lassen sich beispielsweise die oben genannten 6- oder 12-Puls-Brückenschaltungen verwenden.

5

Je nach Anwendungsfall kann die Anwendbarkeit des Verfahrens bei der Asynchronmaschine einen zusätzlichen technischen Aufwand erfordern, beispielsweise bei einem drehzahlveränderlichen Antrieb. Dieser Aufwand betrifft die Anpassung des Stromrichters an die ggf. in einem größeren Bereich veränderliche Netzfrequenz.

10

Vorteilhafterweise wird der Stromrichter mit seiner wechselstromseitigen Seite galvanisch vom Wechselstromkreis getrennt. Dies hat den Vorteil, dass die Spannung auf der Seite des Stromrichters über das Übersetzungsverhältnis des Transformators eingestellt werden kann. Diese Einstellung erfolgt in Abhängigkeit von der Spannung im Wechselstromkreis, an dem die elektrische Maschine angekoppelt ist. Es ist auch eine Anordnung ohne galvanische Trennung möglich, wobei sich Vorteile aus dem Verzicht auf den Transformator ergeben können.

15

20

Aus der Rückführgröße des Regelkreises wird durch geeignete Maßnahmen ein Sollwert für die Phasenanschnittsteuerung der Stromregelung des Gleichstromkreises gebildet. Vorteilhafterweise wird dazu ein Schwingungsanteil, der die Rückführgröße repräsentiert und dementsprechend eine Frequenz aufweist, die im Wesentlichen der zu dämpfenden Resonanztorsionsfrequenz entspricht, mit einem Gleichstromanteil addiert. Wird nun mit dem so gebildeten Sollwert der Stromrichter angesteuert, so wird entsprechend dem Schwingungsanteil des Sollwerts Dämpfungsleistung in der Maschine verursacht.

25

30



Die Stärke der Dämpfung kann vorteilhafterweise geregelt werden, indem die Amplitude des Schwingungsanteils des Sollwerts gesteuert wird. Je größer der Schwingungsanteil, um so mehr Energie wird in jeder Torsionsschwingungs-Phase der Maschine entzogen und wieder zugeführt. Außerdem kann die Dämpfungsleistung über die Größe des Gleichstromanteils eingestellt werden. Dadurch ist es vorteilhafterweise auch möglich, eine maximale Dämpfungsleistung vorzugeben, da die maximal speicherbare Energie in jeder Phase vom Gleichstromanteil abhängig ist. Die Steuerung des Gleichstromanteils bietet besondere Vorteile bei der erstmaligen Einrichtung und Inbetriebnahme der Dämpfungsvorrichtung an einer neuen oder an einer bereits bestehenden Anlage. Vorzugsweise wird der Gleichstromkreis stromlos geschaltet, wenn keine Torsionsschwingung auftritt. Auch nach dem Ausklingen einer Torsionsschwingung kann der Gleichstromkreis stromlos geschaltet werden, gegebenenfalls nach einer Wartezeit.

Die Dämpfungsvorrichtung ist darauf ausgelegt, Wirkleistung mit der Frequenz einer Torsionsresonanzfrequenz der Antriebswelle in der elektrischen Maschine zu leisten. Dies könnte bei nicht funktionierendem Regelkreis innerhalb kurzer Zeit zu schweren Schäden an der Anlage führen. Deshalb ist für die Betriebssicherheit der Dämpfungsvorrichtung die Stromregelung im Gleichstromkreis von besonderem Vorteil, da dadurch bei kleinem Gleichstromanteil und entsprechend geringer maximaler Wirkleistung die Funktionsfähigkeit des Regelkreises und der gesamten Dämpfungsvorrichtung überprüft werden können. Im Betrieb ermöglicht die Stromregelung eine Beschränkung der Dämpfungsleistung, wodurch eine Überlastung des Stromrichters und/oder der Spule und/oder anderer Teile verhindert werden kann.

Die Dämpfungsvorrichtung kann vorteilhafterweise bei einer sehr geringen Leistung betrieben werden. Dies hat den Vorteil, dass alle Komponenten im Bereich des Stromrichters und des Gleichstromkreises kostengünstig ausgelegt werden können.

5 Vorzugsweise ist die Dämpfungsvorrichtung darauf ausgelegt, maximal 5% der von der Maschine elektrisch-mechanisch gewandelten Leistung als Dämpfungsleistung einzusetzen. Dies ist in den meisten Anwendungsfällen ausreichend, da mit der Dämpfungsvorrichtung nur die Schwingungen im Frequenzbereich der  
10 Resonanz bedämpft werden. Es ist alternativ möglich, die Anlage auf maximal 1% oder 3% der von der Maschine gewandelten Leistung auszulegen. Es kann aber auch eine Auslegung auf 10% oder 20% sinnvoll sein.

15 Das Verfahren und die Dämpfungsvorrichtung sind besonders geeignet für Anlagen mit elektrischen Maschinen, bei denen die Masse der rotierenden Antriebswelle mit den daran befestigten mitrotierenden Teilen mehr als 20 Tonnen beträgt. Die Torsionsschwingungseigenschaften werden wesentlich durch die  
20 Massenträgheitsmomente der an der Antriebswelle montierten Teile bestimmt. Tiefe Resonanzfrequenzen bei geringer Dämpfung, für die das erfindungsgemäße Verfahren besonders geeignet ist, treten bevorzugt bei Antriebssträngen mit großen Massenträgheitsmomenten auf. So ist der Einsatz des Verfahrens und der Vorrichtung zur Dämpfung besonders vorteilhaft,  
25 wenn das Gesamtmasenträgheitsmoment des Antriebsstranges mit den daran montierten Teilen mehr als 5000 kgm<sup>2</sup> beträgt. Der Einsatz kann aber auch bei geringeren, z.B. über 1000 kgm<sup>2</sup>, Massenträgheitsmomenten sinnvoll sein. Insbesondere eignet  
30 sich das Verfahren für sehr große Massenträgheitsmomente von über 20 000 oder 80 000 kgm<sup>2</sup>. So ist der Einsatz besonders vorteilhaft bei Gesamtmassen der rotierenden Teile eines Antriebsstranges von über 40 oder 100 Tonnen.

Bei großen Anlagen wird die Dämpfungsvorrichtung vorteilhaft-  
 erweise in ein Regel- und mehrere Leistungsmodule getrennt,  
 wodurch über die Anzahl baugleicher Leistungsmodule die Ge-  
 samtdämpfungsleistung skalierbar ist. Die Module sind derart  
 5 ausgelegt, dass ein Regelmodul mehrere Leistungsmodule an-  
 steuern kann. Die Leistungsmodule bestehen jeweils aus einem  
 Stromrichter, eventuell einem Transformator zur galvanischen  
 Trennung vom Netz, einem an den Stromrichter angeschlossenen  
 Gleichstromkreis mit Energiezwischenspeicher, vorzugsweise in  
 10 Form einer Spule, und der Zündwinkelsteuerung. Alternativ  
 kann die Zündwinkelsteuerung auch im Regelmodul enthalten  
 sein. Das Regelmodul beinhaltet alle für die Signalaufberei-  
 tung vorgesehenen Vorrichtungen und weist eingangsseitig An-  
 schlüsse für einen oder mehrere Sensoren auf. Mit diesem Auf-  
 15 bau können vorteilhafterweise bestehende Dämpfungsvorrichtun-  
 gen durch das zusätzliche Installieren von Leistungsmodulen  
 in ihrer maximalen Leistung verstärkt werden.

Befinden sich mehrere elektrische Maschinen in einem Netz,  
 20 d.h. sind mehrere elektrische Maschinen an den selben Mehrpol  
 angeschlossen, so können Resonanztorsionsschwingungen in den  
 Antriebssträngen der einzelnen elektrischen Maschinen vor-  
 teilhafterweise getrennt bedämpft werden, falls die Antriebs-  
 stränge unterschiedliche Torsionsresonanzfrequenzen aufwei-  
 25 sen. Dafür ist für jede Torsionsresonanzfrequenz eines An-  
 triebsstranges einer elektrischen Maschine im Netz eine Dämp-  
 fungsvorrichtung vorgesehen, die auf die jeweilige Torsions-  
 resonanzfrequenz abgestimmt ist. Die Leistung die zur Dämp-  
 fung in das Netz eingebracht wird, um die Torsionsschwingung  
 30 einer Antriebswelle zu dämpfen, ist unschädlich für den An-  
 triebsstrang einer anderen elektrischen Maschine in demselben  
 Netz, da dort keine Resonanzschwingung angeregt werden kann,  
 falls die Torsionsresonanzfrequenzen der Antriebsstränge un-  
 terschiedlich sind.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

5 Figur 1 eine schematische Darstellung eines beispielhaften Aufbaus einer Dämpfungsvorrichtung und

Figur 2 die Darstellung mehrerer im Betrieb einer Dämpfungsvorrichtung aufgezeichneter Daten.

10

In Figur 1 ist zentral eine Energieversorgungseinheit 10 dargestellt, die insbesondere für die Versorgung stark schwankender elektrischer Lasten von Verbrauchern 20 eingesetzt wird. Die Energieversorgungseinheit 10 enthält einen Motor 15 11, der mit elektrischer Energie aus einem öffentlichen Netz 30 einen Antriebsstrang antreibt, an dem weiterhin eine Schwungmasse 12 und ein Generator 13 montiert sind. Der Generator 13 gibt eine Leistung von 140 MVA (Kurzzeitnennleistung) oder rund 20 bis 30 MVA (Dauerleistung) ab. Der Generator 13 wandelt die mechanische Energie der Schwungmasse 12 in elektrische Energie und speist diese in ein vom öffentlichen Netz 30 getrenntes Versorgungsnetz 31 ein. Das Versorgungsnetz 31 ist ein Drehstromnetz, das bei Netzfrequenzen zwischen 85 Hz und 110 Hz betrieben wird.

25

Die Resonanzfrequenz des Antriebsstranges bei der ersten Torsionsschwingungs-Eigenform beträgt im Beispiel etwa 25 Hz. Bei dieser Eigenform verdreht sich die Welle des Generators 13 gegenüber der Welle der Schwungmasse 12. Die höchste Torsionsbeanspruchung tritt also in dem Antriebsstrang im Bereich zwischen der Schwungmasse 12 und dem Generator 13 auf. Es können weitere Torsionsschwingungs-Eigenformen des Antriebsstrangs mit höheren Resonanzfrequenzen existieren, die

30

aber mit der hier gezeigten Dämpfungsvorrichtung nicht gedämpft werden sollen.

Die Torsionsschwingungen werden angeregt durch Lastwechsel  
 5 der Verbraucher 20, die über das Versorgungsnetz 31 mit  
 elektrischer Energie vom Generator 13 versorgt werden. An dem  
 Versorgungsnetz 31 ist außerdem die erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung angeschlossen, die ein Leistungsmodul 40,  
 eine Steuerung 50, einen Sollwertgeber 60 und einen Sensor 14  
 10 aufweist.

Die mechanische Belastung aufgrund der Torsionsschwingung  
 wird im Beispiel mit dem Sensor 14 erfasst, der den magnetostriktiven Effekt auf Grund der mechanischen Belastung  
 15 durch die Torsion ausnutzt. Der Sensor 14 liefert ein Signal  
 33, dessen Verlauf sich aus der Schwingungsamplitude der Torsionsschwingung und gegebenenfalls Störgrößen zusammensetzt.  
 In der Messeinrichtung mit Regler 60 wird das Signal 33 in  
 einem Filter 61 gefiltert, in einem Phasenschieber 62 phasen-  
 20 verschoben, in einem Inverter 63 invertiert und in einem Verstärker 64 verstärkt. Die dadurch ermittelte Rückführgröße  
 ist ein Schwingungssignal mit der Frequenz der Resonanzfrequenz der Torsionsschwingung, dessen Amplitude der Stärke der  
 Resonanztorsionsschwingung entspricht. Die Rückführgröße wird  
 25 zur Bildung eines Sollwertes 32 für die Steuerung 50 der  
 Leistungseinheit 40 in einem Addierer 65 mit einem einstellbaren Gleichstromanteil 66 addiert. Der Gleichstromanteil  
 wird in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Dämpfungsvorrichtung eingestellt oder manuell vorgegeben. Beim Auftreten  
 30 einer Torsionsschwingung kann der Gleichstromanteil auch in  
 Abhängigkeit von der gemessenen Amplitude der Torsionsschwingung eingestellt werden.

Die Steuerung 50 steuert die Leistungseinheit 40 so an, dass diese über das Versorgungsnetz 31 Wirkleistung in dem Generator 13 leistet. Die Wirkleistung wird durch den Gleichstrom- und den Wechselstromanteil bestimmt. Im einzelnen wird über  
 5 einen Verstärker 53 eine Zündwinkelsteuerung 51 angesteuert, die mit einem Stromrichter 42 in der Leistungseinheit 40 verbunden ist. Der Stromrichter 42 besteht aus einer 6-Puls-Brückenschaltung mit Thyristoren. Die Zündwinkelsteuerung 51 steuert die 6-Puls-Brückenschaltung 42 im herkömmlichen Zünd-  
 10 steuerungsverfahren mit der gleichzeitigen Stromführendstellung von zwei Ventilen und der Bildung von drei Gruppen, die jeweils einen Versatz von  $120^\circ$  aufweisen.

Auf der Gleichstromseite des Stromrichters 42 ist in einem  
 15 Gleichstromkreis, der durch den Stromrichter 42 stromgeregelt wird, ein Strommessgerät 44 und eine Spule 41 mit etwa 1 mH angeordnet. Das Strommessgerät 44 dient als Messeinrichtung für einen Addierer 52, der vom Sollwert 32 den tatsächlich im Gleichstromkreis fließenden Strom subtrahiert. Die Spule 41  
 20 stellt den Energiezwischenspeicher dar.

Des Weiteren ist an den Stromrichter 42 ein Transformator 43 angeschlossen, über den die 6-Puls-Brückenschaltung des Stromrichters 42 galvanisch getrennt mit dem Versorgungsnetz  
 25 31 verbunden ist. Der Transformator 43 ist im dargestellten Fall ein Drehstromtransformator, mit dem die 6-Puls-Brückenschaltung auf einem geeigneten Spannungsniveau betrieben werden kann.

30 Zum erstmaligen Aufbau des Stroms im Gleichstromkreis wird dem Generator 13 entsprechend dem Gleichstromanteil des Sollwerts 32 über das Versorgungsnetz 31, den Transformator 43 und den Stromrichter 42 Wirkleistung entnommen. Wegen der geringen Induktivität der Spule kann der Aufbau des Stroms im

Gleichstromkreis beim Auftreten einer Torsionsschwingung mit Resonanzfrequenz innerhalb weniger Millisekunden erfolgen. Dies zeigt die hohe Dynamik der erfindungsgemäßen Dämpfung.

5 Tritt eine Torsionsschwingung mit Resonanzfrequenz im Antriebsstrang auf, so enthält der Sollwert 32 einen Anteil, der in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Schwingung schwingt. Dem Generator 13 wird dann entsprechend dem Schwingungsanteil des Sollwerts 32, also mit der Resonanzfrequenz, aber in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsions-  
 10 schwingung zusätzlich Wirkleistung entnommen oder zugeführt, wodurch die Schwingung im Antriebsstrang gedämpft wird.

Fig. 2 zeigt mehrere Diagramme, die verschiedene im laufenden Betrieb einer Dämpfungsvorrichtung aufgezeichnete Größen über  
 15 die Zeit darstellen. Im obersten Diagramm in Fig. 2 ist eine Störgröße  $P_{\text{stör}}$  gezeigt, die eine Resonanztorsionsschwingung im Antriebsstrang anregt. Die Störgröße ist im dargestellten Fall eine Lastschwingung im elektrischen Netz, an dem die elektrische Maschine als Generator angeschlossen ist. Die  
 20 Störgröße schwingt mit einer Frequenz, die im Wesentlichen der ersten Resonanzfrequenz des Antriebsstranges entspricht. Das Torsionsmoment  $m_{\text{sg}}$  im Antriebsstrang ist im untersten Diagramm von Fig. 2 über die Zeit angetragen. Deutlich erkennt man, wie sich in Folge der Anregung eine stärker wer-  
 25 dende Torsionsschwingung aufbaut. Die Torsionsschwingung wird von der Dämpfungsvorrichtung erfasst, worauf diese Wirkleistung  $P_{\text{dämp}}$  in der Maschine verursacht. Der Verlauf der Wirkleistung  $P_{\text{dämp}}$  ist im mittleren Diagramm über die Zeit angetragen. Die Wirkleistung  $P_{\text{dämp}}$  ist gegenüber der Torsions-  
 30 schwingung  $m_{\text{sg}}$  um  $90^\circ$  phasenverschoben (siehe Pfeil A) und liegt in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung. Durch die mit der zunehmenden Amplitude der Torsionsschwingung zunehmende Dämpfung wird die Torsionsschwingung trotz fortgesetzter Anregung begrenzt (siehe Pfeil B).

Die Erfindung ist nicht auf das vorstehend beschriebene bevorzugte Ausführungsbeispiel beschränkt. Vielmehr ist eine Vielzahl von Varianten und Abwandlungen möglich, die ebenfalls von dem Erfindungsgedanken Gebrauch machen und deshalb in den Schutzbereich fallen.



**PATENTANSPRÜCHE**

- 5 1. Verfahren zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang, der mindestens eine elektrische Maschine (13) aufweist, wobei die elektrische Maschine (13) dem Antriebsstrang ein Dämpfungs-drehmoment aufprägt, **dadurch gekennzeichnet, dass**
- 10 das Dämpfungs-drehmoment mit einer vorgegebenen Dämpfungsfrequenz und in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung aufgeprägt wird.
- 15 2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die vorgegebene Dämpfungsfrequenz im wesentlichen einer Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs entspricht.
- 20 3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Torsionsschwingung des Antriebsstrangs ohne aufgeprägtes Dämpfungs-drehmoment einen Gütefaktor von mehr als 500 aufweist.
- 25 4. Verfahren nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungs-drehmoment unter 200 liegt.
- 30 5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** folgende Schritte:
- Ermittlung mindestens einer Regelgröße (33), welche eine Torsionsbeanspruchung an mindestens einer Stelle des Antriebsstrangs repräsentiert, und
  - Regelung des Dämpfungs-drehmoments in Abhängigkeit von der Regelgröße (33) in einem Regelkreis.

6. Verfahren nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelgröße (33) aus einem Messsignal eines oder mehrerer Sensoren (14) ermittelt wird.

5 7. Verfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Sensoren bezüglich des Antriebsstrangs azimuthal und/oder axial zueinander beabstandet sind.

8. Verfahren nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens einer der Sensoren (14) ein magnetostriktiver Sensor und/oder ein Dehnmessstreifen und/oder ein Sensor zur Winkelgeschwindigkeitsmessung ist.

9. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 5 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus der Regelgröße (33) eine Rückführgröße abgeleitet wird, indem die Regelgröße (33) gefiltert, phasenverschoben und invertiert wird, wobei die gesamte Phasenverschiebung im Regelkreis im wesentlichen  $90^\circ$  beträgt, wobei die Rückführgröße die von der Torsionsschwingung bei der Resonanzfrequenz verursachte Winkelgeschwindigkeit darstellt.

10. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Aufprägung des Dämpfungs-Drehmoments Energie in einem Gleichstromkreis mit einem Gleichstrom- und einem Wechselstromanteil zwischengespeichert wird, wobei die zwischengespeicherte Energie einem Wechselstromkreis (31) entnommen wird, an den die elektrische Maschine (13) angeschlossen ist.

11. Verfahren nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Energie im Gleichstromkreis mit mindestens einer Spule (41) zwischengespeichert wird.

12. Verfahren nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mindestens eine Spule (41) eine luft- oder wassergekühlte Spule mit oder ohne Eisenkern ist.

5 13. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 10 bis 12, **gekennzeichnet durch** folgende Schritte:

- Bildung eines Sollwertes (32) für eine Stromregelung des Gleichstromkreises aus dem Gleichstromanteil und dem Wechselstromanteil, wobei der Wechselstromanteil die Rückführgröße repräsentiert und eine Frequenz aufweist, die im wesentlichen der Resonanzfrequenz entspricht, und
- 10 - Ansteuern des Gleichstromkreises mit dem Sollwert über einen mit dem Wechselstromkreis (31) verbundenen Stromrichter (42), wobei über den Wechselstromkreis (31) Wirkleistung in der elektrischen Maschine (13) verursacht wird.

15 14. Verfahren nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsleistung über die Größe des Gleichstromanteils und/oder über die Größe des Schwingungsanteils eingestellt wird.

20 15. Verfahren nach Anspruch 13 oder 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** maximal 5% der von der elektrischen Maschine (13) gewandelten Leistung über den Stromrichter (42) für die Dämpfung der Torsionsschwingung eingesetzt werden.

25 16. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Gesamtmasse der rotierenden Teile des Antriebsstrangs  
30 mehr als 20t beträgt.

17. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Torsionsschwingung mindestens eines weiteren Antriebsstrangs, der mindestens eine weitere elektrische Maschine aufweist, gedämpft wird, wobei die Antriebsstränge unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen.
18. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die elektrische Maschine (13) eine Synchronmaschine ist.
19. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 10 bis 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Gleichstromkreis nur bei Auftreten der Torsionsschwingung im Antriebsstrang Strom fließt.
20. Dämpfungsvorrichtung zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang mit
- einer in dem Antriebsstrang angeordneten elektrischen Maschine (13),
  - einem an die elektrische Maschine (13) angeschlossenen elektrischen Mehrpol (31), und
  - einem an die elektrische Maschine (13) angeschlossenen elektrischen Dämpfungsglied zur Erzeugung eines Dämpfungsdrehmoments in der elektrischen Maschine (13),
- dadurch gekennzeichnet, dass** das Dämpfungsdrehmoment eine vorgegebene Dämpfungsfrequenz aufweist und in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung liegt.
21. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet, dass** die vorgegebene Dämpfungsfrequenz im wesentlichen einer Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs entspricht.

22. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 20 oder 21, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Torsionsschwingung des Antriebsstrangs ohne aufgeprägtes Dämpfungs-Drehmoment einen Gütefaktor von mehr als 500 aufweist.

5

23. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 22, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungs-Drehmoment unter 200 beträgt.

10 24. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 20 bis 23, **gekennzeichnet durch** einen Regler, der die Stärke des Dämpfungs-Drehmoments in Abhängigkeit einer Regelgröße (33) regelt.

15 25. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 24, **gekennzeichnet durch** eine Messeinrichtung mit mindestens einem Sensor (14) zur Ermittlung der Regelgröße (33).

20 26. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 25, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Sensoren der Messeinrichtung bezüglich des Antriebsstrangs azimuthal und/oder axial zueinander beabstandet sind.

25 27. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 25 oder 26, **dadurch gekennzeichnet, dass der** mindestens eine Sensor (14) ein magnetostriktiver Sensor und/oder ein Dehnmessstreifen und/oder ein Winkelgeschwindigkeitssensor ist.

30 28. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 25 bis 27, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Messeinrichtung einen Filter (61), der auf die Resonanzfrequenz abgestimmt ist, einen Phasenschieber (62) und einen Inverter (63) zur Erzeugung einer Rückführgröße aufweist, wo-

bei die Rückführgröße ein Schwingungssignal mit der Dämpfungsfrequenz ist.

29. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
 5 20 bis 28, **gekennzeichnet durch**  
 einen Energiespeicher zum Zwischenspeichern von Energie, wobei die Energie der elektrischen Maschine (13) oder dem Mehrpol (31) entnommen wird.
- 10 30. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Energiespeicher mindestens eine Spule (41) aufweist, die in einem Gleichstromkreis mit Wechselstromanteil angeordnet ist.
- 15 31. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 30, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mindestens eine Spule (41) eine luft- oder wassergekühlte Spule mit oder ohne Eisenkern ist.
- 20 32. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 29 bis 31, **gekennzeichnet durch**  
 einen Stromrichter (42), über den der Energiespeicher stromgesteuert mit dem Mehrpol (31) verbunden ist.
- 25 33. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 29 bis 32, **dadurch gekennzeichnet, dass**  
 der Regler einen Addierer (65) mit zwei Eingängen aufweist, dessen einer Eingang mit der die Rückführgröße ausgehenden Messeinrichtung verbunden ist und an dessen anderem Eingang ein zu addierender Gleichstromanteil anliegt, wobei der Ausgang einen Sollwert (32) für eine Steuerung (50) des Stromrichters (42) ausgibt.
- 30 34. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 33, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsleistung regelbar ist, indem im

Regler die Verstärkung der Rückführgröße und die Größe des Gleichstromanteils steuerbar ist.

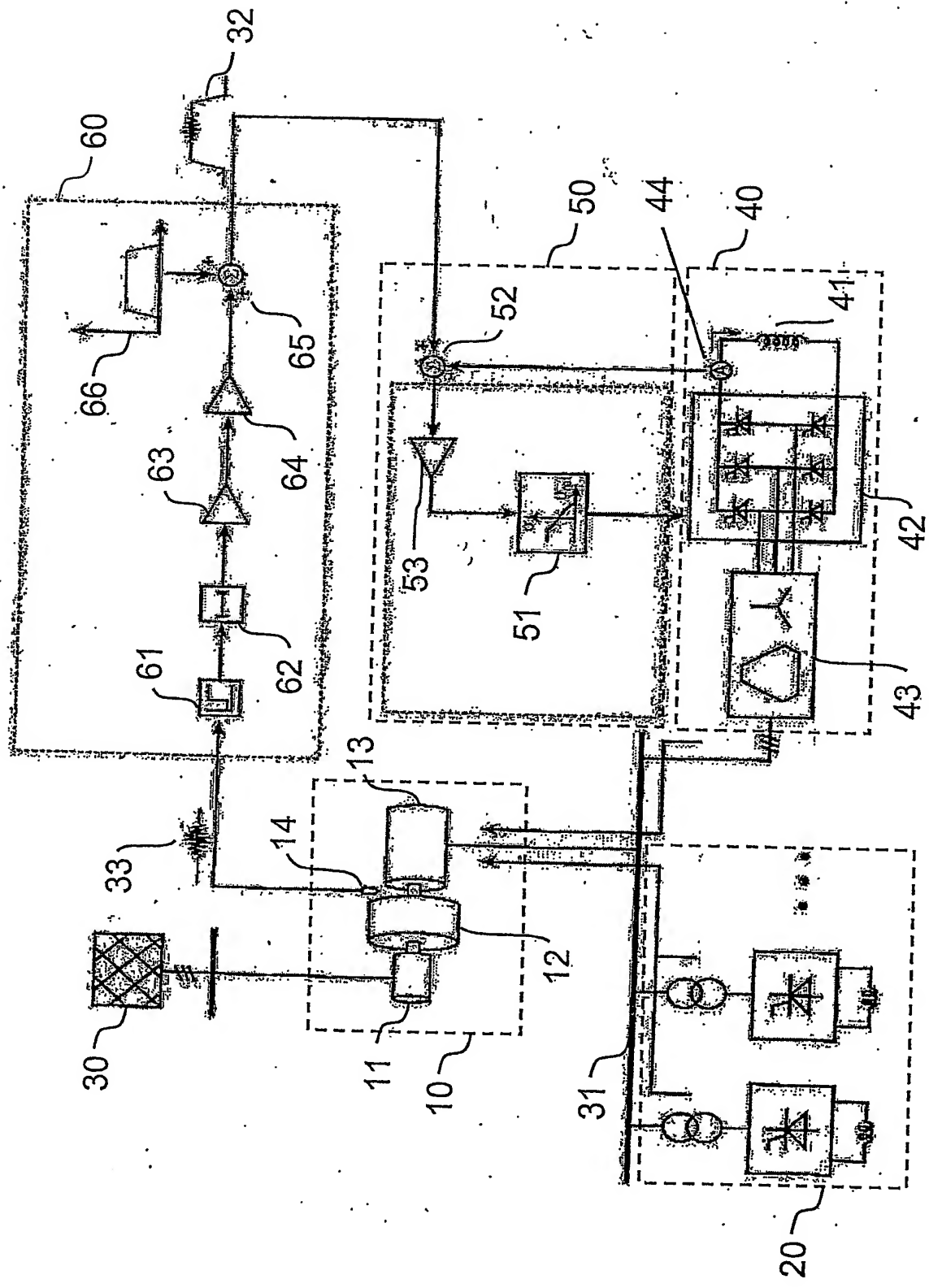
35. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
5 32 bis 34, **dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Stromrichter (42) eine maximale Leistung von 5% der von  
der elektrischen Maschine (13) gewandelten Leistung steuert.
36. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
10 20 bis 35, **dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Antriebsstrang eine Gesamtmasse über 20t aufweist.
37. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
15 20 bis 36, **dadurch gekennzeichnet, dass**  
ein Regel- und mehrere Leistungsmodule vorhanden sind, wobei  
die Leistungsmodule von dem Regelmodul parallel gesteuert  
werden können, um eine höhere Dämpfungsleistung zu erreichen.
38. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
20 20 bis 37, **dadurch gekennzeichnet, dass**  
die elektrische Maschine (13) eine Synchronmaschine ist.
39. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche  
25 30 bis 38, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Gleichstromkreis  
stromlos ist, wenn keine Torsionsschwingung auftritt.

### **Zusammenfassung**

5 Es werden Verfahren und Dämpfungsvorrichtungen zur Dämpfung  
einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang  
vorgeschlagen. An dem Antriebsstrang ist eine elektrische Ma-  
schine (13) angeordnet, die an einem elektrischen Mehrpol  
10 (31) angeschlossen ist. Mit einem an die elektrische Ma-  
schine (13) angeschlossen elektrischen Dämpfungsglied wird  
ein Dämpfungs-Drehmoment in der elektrischen Maschine (13)  
erzeugt. Es wird vorgeschlagen, dass das Dämpfungs-drehmoment  
eine vorgegebene Dämpfungsfrequenz aufweist und in Gegenphase  
15 zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung liegt.

(Fig. 1)





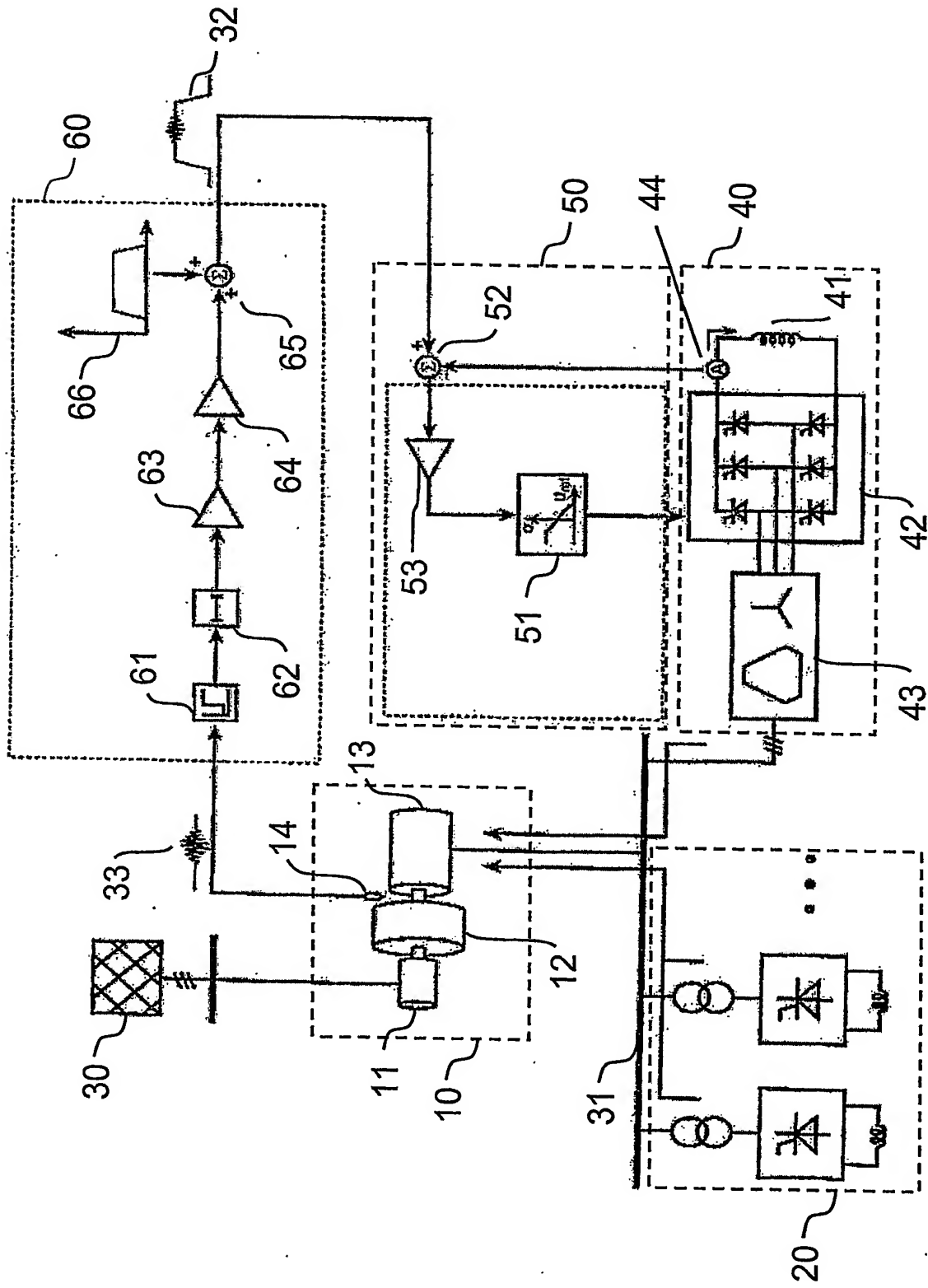


FIG 1

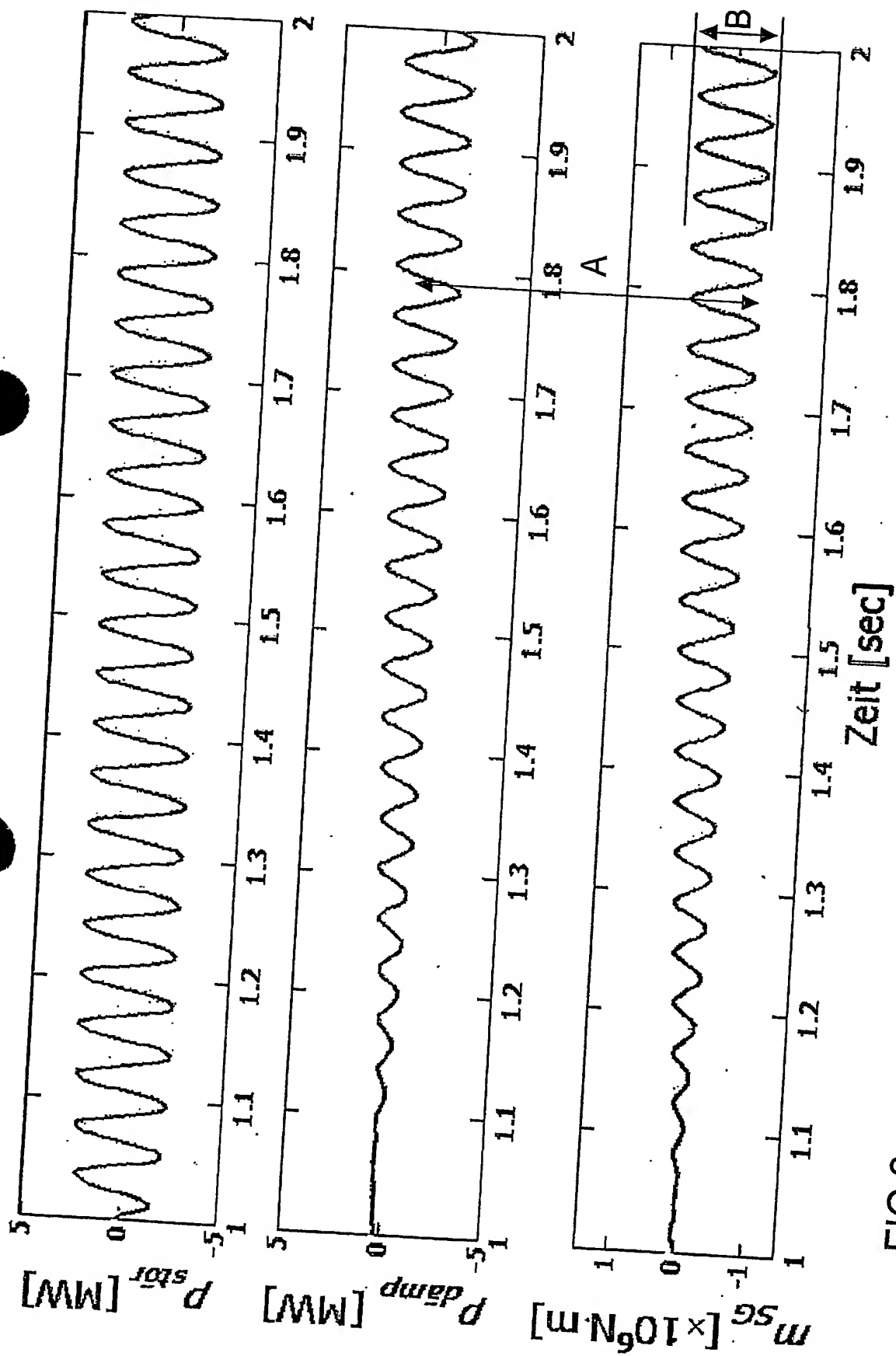


FIG 2

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**